

## TİRTİLLİ İLİŞMƏLƏRDƏ ENERJİ İTGİLƏRİNİN ƏSASLANDIRILMASI

O.R.ƏLİYEV

Azərbaycan Dövlət Aqrar Universiteti

Traktorun yamadan işi zamanı tırtılda baş verən güc və energetik itkilərin nəzəri təhlili və hesabat metodikası təqdim edilmişdir. Tırtıllı traktorların dağlıq şəraitdə kənt təsərrüfatı işlərində istifadə edilməsi zamanı dartı qüvvəsinin qiymətləndirilməsi verilmişdir.

**Açar sözlər:** yamac torpaqları, tırtıllı traktor, tırtıl ilişməsi, zəncir bəndləri, güc itkisi, dartı qüvvəsi, borucuqlu ilişmə, zəncir dövrəsi.

**T**ırtıllı zəncirlərin aparıcı təkərlərinin ilişmə elementləri üç tipə malikdir: mil şəkilli, daraq şəkilli və dişli.

Mil şəkilli ilişmə ən çox geniş yayılmışdır. Bu nəticəyə gəlmək olar ki, aparıcı təkərlərin zəncirlərlə əlaqəsi bilavasitə zəncir bəndlərində yerləşdirilmiş milin daxil olması ilə yerinə yetirilir. Bunun üçün milin və dişlərin parametrləri elə seçilməlidir ki, işçi səthinin tez yeyilməməsi üçün bunlar arasında sürüşmə sürtünməsi getməsin.

Daraq şəkilli ilişmə zamanı daraqlar təkərlərin üzərində, dişlər isə zəncir tırtıllarının üzərində yerləşir, dişlər nəticədə bu mil şəkilli ilişmənin əksinə nəticə göstərir.

Dişli ilişmədə enerjinin verilməsi qanunu dişli çarxlı ilişməyə çox yaxındır. Bütün bu göstərilənlərdə nəticəni çıxarmaq olar ki bu üç ilişmənin içərisindən ən əlverişli mil şəkilli ilişmədir və bu səbəbdən də bütün kənd təsərrüfatı traktorlarında bu tipli ilişmədən geniş istifadə olunur.

Mil şəkilli ilişmənin özü də bir neçə variantda yerinə yetirilir. Parametrlərin dəyişməsi əsasən zəncir  $Z_z$  və aparıcı təkərin  $Z_t$  addımlarının nisbətlərindən təyin edilir. Burada  $Z_z$  və  $Z_t$  nisbətləri əlaqələrinin bir neçə variantı olur ki, bu da əsasən üç tipə  $T_i$  ayrılır, burada  $i=1, 2, 3$ .

$$\begin{cases} T_1; Z_z = Z_t; \\ T_2; Z_z > Z_t; \\ T_3; Z_z < Z_t. \end{cases} \quad (1)$$

$T_1$  ilişməsi addımların  $Z_z=Z_t$  nisbəti normal tip adlandırılır, qalan  $T_2$  və  $T_3$  tipləri isə xüsusi ilişmə tipləri adlandırılır. İlk əvvəl  $Z_z=Z_t$  halına baxaq. Bu cür ilişmədə təkərin dişləri ilə zəncirin əhatə bucağı  $\epsilon$  intervalında olan bütün bəndləri əlaqəli olur (şək. 1).

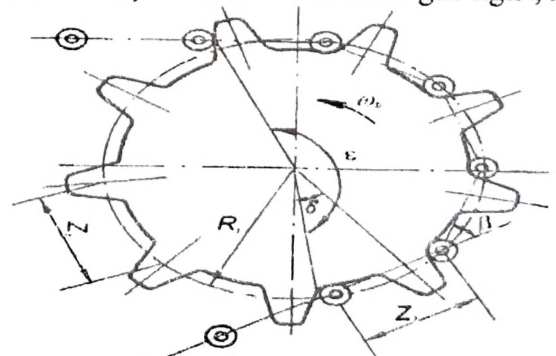
İşləmə qanunundan məlum olduğuna görə, itgilər əlaqədə olan sürtünən çütlərin sürtünmə zonasında yüksək olması ilə artır. Nəzərə alsaq ki, bu çütlərin işi yağlanma ilə yerinə yetirilmir (quru sürtünmə), zəncir dövrəsində qüvvələr momentinin böyük qiymətlərində ilişmə elementlərində tez yeyilmə

(sürtülüb yeyilmə) gedir. Minimal itgilər zəncir dövrəsində zəncir  $Z_z$  və aparıcı təkərin  $Z_t$  addımlarının bərabərliyi nəticəsində və yaxud normal ilişmə zamanı əmələ gəlir. İstismar zamanı zəncirin addımı ( $Z_z-\Delta Z_1$ ;  $Z_z-\Delta Z_2$ ) həddində dəyişir,  $\Delta Z_1$  və  $\Delta Z_2$  parametrləri iş şəraitindən asılı olaraq dəyişir [1].

Mil şəkilli zəncir ilişməsinin işinin analizinə əsasən zəncir və aparıcı təkərlərin addımlarının müxtəlif nisbətlərində ilişmədə güc itgisini  $N_{it}$  aşağıdakı tənliklə göstərmək olar [2].

$$N_{it}=N_1+N_2+N_3+N_4, \quad (2)$$

burada  $N_1$  – zəncir bəndinin təkərin çənbərinə tərəf qaçması nəticəsində borucuğun aparıcı təkərin dişinə zərbəsi nəticəsində güc itkisi;  $N_2$  – borucuğun təkərin dişinin profili boyu sürüşməsi nəticəsində güc itkisi, kVt;  $N_3$  – borucuğun təkərin çənbərin dönmə bucağının dəyişməsi nəticəsində sürüşməsindən əmələ gələn güc itkisi, kVt;  $N_4$  – zəncir və aparıcı təkərin addımlarının qeyri-bərabərliyi nəticəsində borucuğun təkərin dişinə zərbəsi təsirindən güc itkisi, kVt.



Şək. 1.  $Z_z=Z_t$  nisbətində zəncir ilişməsinin sxemi

Zəncir ilişməsinin müxtəlif üsulları və variantlarının üstünlükləri və çatışmazlıqları ilişmə elementlərində güc itgiləri ilə qiymətləndirilir. Zəncir ilişməsinə konstruksiyanın təkmilləşdirilməsi və onun işinin səmərəliliyi faydalı iş əmsalı ilə xarakterizə olunur:

$$\eta_{it} = 1 - \frac{N_{it}}{N_s}, \quad (3)$$



burada  $N_z$ – aparıcı təkərə ötürülən güc, kVt;  $N_d$ – zəncir ilişməsində güc itgisi, kVt.

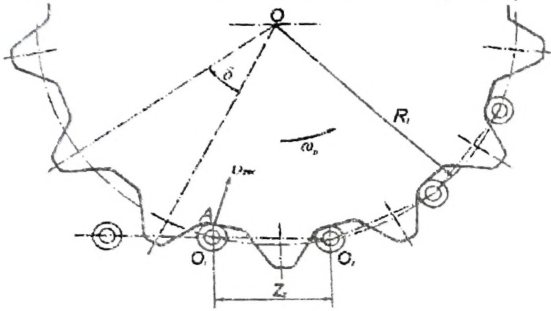
Enerjinin zərbə nəzəriyyəsinə əsasən zərbəyə sərf olunan enerji aşağıdakı kimi təyin olunur [3]:

$$E = mv_0^2 / 2, \quad (4)$$

burada  $v_0$ – zərbə alan cismlərin nisbi sürəti, m/san;  $m$ – zərbədə iştirak edən cismin kütləsi, kq.

İlişmədə güc itgisi zəncir bəndlərinin ulduzcuğun qasnağına zərbəsi nəticəsində əmələ gəlir. Zəncir bəndinin borucuğunun ulduzcuğun dişli ilə bir-birinə qarşı müxtəlif sürətlərlə hərəkəti zamanı təmasda olduqda zərbə yaranır. Zərbənin qüvvəsi zəncir bəndinin borucağı ilə ulduzcuğun dişinin bir-birinə zərbə vurmaları zamanı onların kütləsindən və sürətindən asılı olur.

Borucuğun zərbəsinin sürəti zəncir bəndlərinin dişlərlə ilişməsi zamanı zəncirlərin və aparıcı ulduzcuğun elementlərinin bir-birinə təması momentində hərəkət sxemindən təyin olunur (şək. 2).



Şək. 2.  $Z_z < Z_l$  olduqda borucuğa zərbə sxemi

Aparıcı ulduzcuğun  $\omega_b$  bucaq sürəti ilə fırlanması zamanı  $O_l$  borucuğu tırtıl bəndi ilə ilişmə zamanı  $O_2$  borucuğuna nisbətən ulduzcuğa qarşı gedərək bu bucaq sürətində döndür. Əgər borucuq  $O_l$  ulduzcuqla görüş zamanı dişlər arası çökəyə söykənirsə, onda borucuğun zərbə sürəti onun A nöqtəsinə görə dairəvi sürətinə bərabər olur:

$$v_{xlc} = \omega_b AO_2 \approx \omega_b Z_z. \quad (5)$$

Bucaq sürətini  $\omega_b$  traktorun hərəkət sürəti  $v_T$  ilə əvəz etsək alırıq:

$$v_{xlc} = \frac{v_T Z_z}{R_{gsl}}, \quad (6)$$

burada  $R_{gsl}$ – aparıcı təkərin radiusudur, m.

Zərbə zamanı istifadə olunan kütlə, zərbə zamanı kütlənin cəminə bərabər olur, buradan isə bir bəndin kütləsi belə təyin olunur:

$$m_{gsl} = Q_{gsl} / g. \quad (7)$$

Müvafiq olaraq kütlələrin cəmi

$$m = \sum_{i=1}^k m_{gsl} = km_{gsl} = k \frac{Q_{gsl}}{g}, \quad (8)$$

burada  $Q_{gsl}$ – zəncirin bir bəndinin çəkisi, N;  $g$ – sərbəst düşmə təcili, m/san<sup>2</sup>;  $k$ – zərbədə iştirak edən kütlədə bəndlərin sayı, ədəd.

$v_{xlc}$  və  $m$  qiymətlərini (4) tənliyində yerinə qoyub aşağıdakını alırıq:

$$E = \frac{k Q_{gsl} v_T^2 Z_z^2}{2 g R_{gsl}^2}. \quad (9)$$

Bir bəndin dönmə vaxtı aşağıdakı kimi təyin olunur:

$$\tau = Z_z / v_T. \quad (10)$$

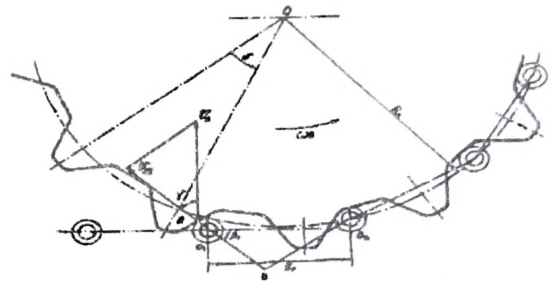
Bu zaman zərbəyə sərf olunan güc

$$N_i = \frac{E}{\tau} = k \frac{Q_{gsl} Z_z v_T^3}{2 g R_{gsl}^2}. \quad (11)$$

Bu tənlik  $Z_z < Z_l$  olduqda bütün yuxarıda göstərilənlər təsdiq olunur.

$Z_z > Z_l$  nisbətində  $O_l$  borucuğu qaçan bəndin ulduzcuğunun dişinin yan profilinə oturur (şək. 3). Borucuğun A nöqtəsi dişlə zərbə momentində aşağıdakı dairəvi sürətə malik olur:

$$v_A = \omega_B \cdot \overline{AO_2}. \quad (12)$$



Şək. 3.  $Z_z > Z_l$  olduqda borucuğa zərbə sxemi

Borucuğun  $O_l$  zərbə sürəti  $v_{zar}$  diş səthi ilişmə nöqtəsində  $AO_l$  normalına tərəf istiqamətləndirilir və  $v_A$  sürətinin proyeksiyasının normalına görə təyin edilir.

$$v_{zar} = v_A \cdot \cos \gamma = \omega_B \cdot \overline{AO_2} \cos \gamma. \quad (13)$$

$AO_2B$  üçbucağından təyin edirik:

$$\overline{AO_2} \cos \gamma = \overline{BO_2} = Z_l \sin \beta_0 \quad \text{və ya}$$

$$v_{zar} = \omega_B Z_l \sin \beta_0. \quad (14)$$

Onda zərbə zamanı itirilmiş enerji aşağıdakına bərabər olur:

$$E = k \sin^2 \beta_0 \frac{Q_{gsl} v_{sur} Z_z^2}{2 g R_{gsl}^2}. \quad (15)$$

$Z_z > Z_l$  nisbətində bəndlərə zərbələr və sərf olunan güc aşağıdakı düstur vasitəsilə hesablanır:

$$N_i = k \sin^2 \beta_0 \frac{Q_{gsl} \cdot Z_z v_{sur}^3}{4 g R_{gsl}^2}. \quad (16)$$

Alınmış məlumatlara əsasən borucuqlu ilişmədə  $\beta_0$  bucağının optimal qiyməti  $\beta_0 = 40 \dots 50^\circ$  həddində olur. Bucağın  $\beta_0 = 45^\circ$  orta qiymətində (2.20) düsturu aşağıdakı şəkili alır:

$$N_i = k \frac{Q_{gsl} \cdot Z_z v_{sur}^3}{4 g R_{gsl}^2}. \quad (17)$$

Sürtünmə sürüşməsinə sərf olunan güc:

$$dN_z = M_{surt} \frac{d\varphi_{sl}}{dt} \quad (18)$$

və yaxud

$$dN_2 = f_b \cdot r_{bar} \cdot T_b \frac{d\varphi_b}{dt}, \quad (19)$$

burada  $r_{bar}$  – borucuğun radiusudur, m.

Hərəkətvericinin zəncirinin addımı  $Z_z$  və traktorun sürəti  $v_T$  bərabər olduqda iş yolda qurtarır ki, buna görə də aşağıdakını alırıq:

$$Z_z = v_{sür} \cdot dt. \quad (20)$$

Onda  $Z_z$ -in qiyməti (20) tənliyində yerinə qoyub və qabaqcadan (21) tənliyində  $dt$ -ni təyin edib alırıq:

$$dN_2 = f_b^2 r_{bar} T_b \frac{d\varphi_b}{Z_z} v_{sür}, \quad (22)$$

$dN_2$  təyin etmək üçün müvafiq olaraq  $Z_z < Z_l$  nisbətində  $T_b$  qiymətini tapırıq:

$$T_b = T \frac{\sin \varphi_b}{\cos \frac{\delta}{2} + f_b \sin \frac{\delta}{2}}, \quad (23)$$

$T$  – zəncirin dartı qüvvəsi, N;  $f_b$  – sürüşmə əmsalındır.

Onda alırıq ki, sürtünmənin gücünün qiyməti:

$$dN_2 = \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} N \frac{\sin \varphi_b}{\cos \frac{\delta}{2} + f_b \sin \frac{\delta}{2}} v_{sür} d\varphi_b. \quad (24)$$

Buradan görünür ki, sürüşməyə sərf olunan güc sabit olmayıb  $\varphi$  bucağının dəyişməsi ilə dəyişir. Buna görə də orta gücü aşağıdakı tənlikdən təyin edirik:

$$N_{2or} = \frac{1}{\varphi_{max}} \int_0^{\varphi_{max}} \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} T \frac{\sin \varphi_b}{\cos \frac{\delta}{2} + f_b \sin \frac{\delta}{2}} v_{sür} d\varphi_b. \quad (25)$$

$Z_z = Z_l$  halına baxaq. Bu halda hərəkət zamanı zəncirin dartı qüvvəsinin qiyməti aşağıdakına bərabər olur

$$T_b = T \frac{\sin \varphi_b + 2f \frac{r_{bar}}{Z_z}}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}}, \quad (26)$$

burada  $r_{bar}$  – zəncirin barmağının radiusu, m;  $f$  – sürtünmə əmsalındır.

Seriya ilə buraxılan və eksperimental zəncirlərdə sürtünmə əmsalının təyininə dair aparılmış işlər göstərir ki, kiçik bir xəta olduqda belə sürtünmə qüvvəsini təyin etmək üçün sürtünmə əmsalını aşağıdakı kimi göstərmək olar

$$f = f_0 + k_1 T^{1/2}. \quad (27)$$

Beləliklə  $f_0$  və  $k_1$  – qiymətlərini müvafiq olaraq 0,143 və 0,0045 götürmək lazımdır.

Onda (21) tənliyi aşağıdakı kimi olur:

$$f = 0,143 + 0,0045 T^{1/2}. \quad (28)$$

$T_b$  qiymətini yazaraq gücün qiymətini ( $Z_z = Z_l$  halı üçün) təyin edirik:

$$dN_2 = \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} \frac{\sin \varphi_b + 2f \frac{r_{bar}}{Z_z}}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}} T v_{sür} d\varphi_b. \quad (29)$$

Buradan orta gücü təyin edirik:

$$N_2 = \frac{1}{\varphi_{max}} \int_0^{\varphi_{max}} \frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} \frac{\sin \varphi_b + 2f \frac{r_{bar}}{Z_z}}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}} T v_{sür} d\varphi_b. \quad (30)$$

Aşağıdakı əvəzləməni qəbul edirik.

$$\frac{1}{Z_z} f_b r_{bar} \frac{1}{\sin \beta_0 + f_b \cos \beta_0 - f_b \frac{r_{bar}}{Z_z}} = A. \quad (31)$$

Onda düstur (30)-ni bu halda yazmaq olar:

$$N_2 = A_1 \frac{1}{\varphi_{max}} v_{sür} T \left[ 2f \frac{r_{bar}}{Z_z} \varphi_{max} - \cos \varphi_{max} + 1 \right]. \quad (32)$$

## ƏDƏBİYYAT

1. Мамедов Г.Б., Алиев О.Р. Определение потерь энергии при набегании цевки на обод колеса гусеничного трактора // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 2007, №12, с. 28-29. 2. Медведев М.И. Теория гусеничных систем. Харьков-Киев: Гос издательство Украины, 1934, 180 с. 3. Воробьев И.В. Цепные передачи, М.: Машиностроение, 1962, 251 с.

## Обоснование потер энергии в гусеничном контакте

О.Р.Алиев

Излагается методика расчета и теоретический анализ мощностных и энергетических потерь на гусеницах трактора при работе на склоне. Дается оценка тягового усилия гусеничного трактора при их использовании на сельскохозяйственных работах в горных условиях.

**Ключевые слова:** склоновые земли, гусеничный трактор, цепочные крепления, мощностные потери, тяговое усилие, трубчатые сцепления, цепочный круг.

## Basing of energy loss in caterpillar contact

O.R.Aliyev

The article speaks about methods of calculation and theoretical analysis of power and energy losses in caterpillar tractors at mountainside work. Estimation of traction in caterpillar tractors in farming in mountainous conditions is given.

**Key words:** slope lands, Caterpillar tractor, Chain bands, Forces loss, Attractive force, Pipe-shaped attached, Chain round.